

⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

Offenlegungsschrift

⑯ DE 199 32 613 A 1

⑯ Int. Cl. 7:
B 60 K 17/08

⑰ Anmelder:
ZF Friedrichshafen AG, 88046 Friedrichshafen, DE

⑰ Erfinder:
Haupt, Josef, 88069 Tettnang, DE

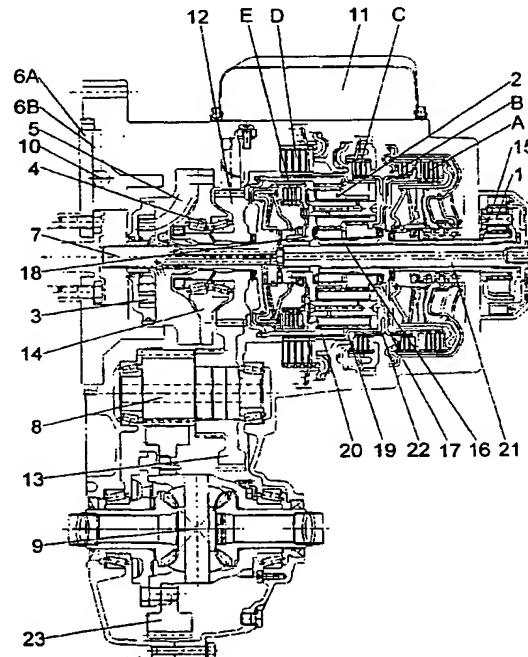
⑯ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:

DE 197 42 644 A1
DE 197 27 801 A1
DE 196 25 355 A1
DE 195 46 707 A1
DE 195 44 517 A1
DE 195 04 847 A1
DE 195 00 432 A1
DE 44 15 664 A1
DE 44 07 943 A1
DE 40 41 159 A1
DE 29 37 565 A1
DE 29 37 366 A1
US 44 16 168
US 44 04 869
EP 02 14 989 B2
EP 03 42 672 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑯ Automatgetriebe

⑯ Das Automatgetriebe für Kraftfahrzeuge, insbesondere mit Frontquerantrieb, mit sechs Gangstufen weist einen Hauptradsatz (2), einen Vorschaltradsatz (1) und fünf naßlaufende Kupplungen bzw. Bremsen (A bis E) auf und ist über einen Drehschwingungsdämpfer mit der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine verbunden; der in Kraftflußrichtung vor dem Hauptradsatz (2) liegende Vorschaltradsatz (1) ist räumlich hinter dem Hauptradsatz (2) angeordnet.



DE 199 32 613 A 1

DE 199 32 613 A 1

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Automatgetriebe nach dem Oberbegriff des Hauptanspruches.

Mehrstufige Automatgetriebe sind seit langem bekannt. Sie bestehen üblicherweise aus Planetensätzen, die mittels Kupplungen bzw. Bremsen geschaltet werden und über einen hydrodynamischen Drehmomentwandler mit dem Antrieb des Fahrzeugs, insbesondere einer Brennkraftmaschine verbunden sind.

Frühe, mehrstufige Automatgetriebe wurden als Drei-Gang-Getriebe ausgebildet, die einen doppelten Planetensatz und vier oder fünf Kupplungen aufwiesen. Es wurden auch komplexere Vier-Gang-Getriebe hergestellt, die ausgehend von diesen klassischen Drei-Gang-Getrieben konstruiert wurden, indem diesen ein einfacher Planetensatz mit zwei Übersetzungsverhältnissen und zwei Kupplungen bzw. Bremsen hinzugefügt wurden, so daß die Anordnungen insgesamt einen doppelten Planetensatz, einen einfachen Planetensatz, sechs oder sieben Kupplungen bzw. Bremsen sowie den Drehmomentwandler und eine Überbrückungskupplung aufwiesen.

Inzwischen wurden auch Fünf-Gang- und Sechs-Gang-Getriebe entwickelt, die zusätzlich einen Planetensatz mit zwei Übersetzungsverhältnissen und zwei Kupplungen bzw. Bremsen aufwiesen. Dies führt zu mehrstufigen Automatgetrieben mit insgesamt einem doppelten Planetensatz, einem einfachen Planetensatz, sieben oder acht Kupplungen bzw. Bremsen zusätzlich zum Drehmomentwandler mit der Überbrückungskupplung, die ebenfalls einen erheblichen Raumbedarf aufweisen.

Ein Mehrstufen-Automatgetriebe mit naßlaufenden Kupplungen bzw. Bremsen in Lamellenbauweise ist in der DE 44 15 664 der Anmelderin beschrieben. Jede Kupplung bzw. Bremse besteht dabei aus einem ersten Zylinder mit Außenlamellen, einem zweiten Zylinder mit Innenlamellen, einem Kolben und einem Rückstellelement, wobei beide Zylinder im Bereich der Lamellen mit axial verlaufenden Nuten versehen sind, so daß die Lamellen durch den Kolben axial verschiebbar sind. Die Drehmomentübertragung Zylinder/Lamelle erfolgt formschlüssig, wobei die Kupplung schließt, indem der Kolben die Lamellen gegen einen Endanschlag drückt. Die Kraft zum Verstellen der Kolben wird durch das im Getriebe enthaltene Öl aufgebracht. Die Kupplung öffnet, indem die Kraftwirkung des Öls abgebaut wird. Durch das Rückstellelement wird der Kolben in seine Ausgangslage zurückgeschoben, wodurch die reibschlüssige Verbindung der Innen- und Außenlamellen aufgehoben wird.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein Automatgetriebe mit mindestens sechs Gangstufen und großer Spreizung zu schaffen, das einen kompakten Aufbau aufweist und sich ohne Schwierigkeit in Fahrzeugen mit Vorderradantrieb und quer liegendem Motor anordnen läßt.

Ausgehend von einem Automatgetriebe der eingangs näher genannten Art erfolgt die Lösung dieser Aufgabe mit den im Anspruch 1 angegebenen Merkmalen; vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen beschrieben.

Erfindungsgemäß ist also vorgesehen, daß eine der Kupplungen des Grundgetriebes sowohl die Anfahrkupplung für das Kraftfahrzeug ist als auch die Schaltkupplung für den ersten Gang und für den Rückwärtsgang durch entsprechende Auswahl und Koppelung der Zahnräder des Radsatzes.

Die Verwendung einer Kupplung des Grundgetriebes als nasse Anfahrkupplung ermöglicht den Entfall des bisher üblichen separaten Anfahrelementes, z. B. eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers. Diese Anfahrkupplung übernimmt dabei mehrere Funktionen im Getriebe: zusätzlich zu

ihrer primären Aufgabe als Schaltkupplung beim Gangwechsel übernimmt sie die Funktion des Anfahrens.

Die entsprechende Auswahl des Radsatzes dergestalt, daß mit ein und derselben Anfahrkupplung der Kraftschluß sowohl für den ersten Gang als auch für den Rückwärtsgang hergestellt werden kann, bietet den Vorteil, daß nur diese Anfahrkupplung thermisch und Regelungstechnisch derart ausgebildet werden muß, daß das Anfahren sowohl in Vorwärtsrichtung als auch in Rückwärtsrichtung ermöglicht wird.

Die thermische und Regelungstechnische Ausbildung der erfindungsgemäßen Anfahrkupplung ist derart zu wählen, daß diese die thermische Belastung beim Anfahren problemlos erträgt und auch ein feinfühliges Anfahren ermöglicht. Dies gewährleistet einen hohen Fahrkomfort beim Anfahren bei einem geringeren Aufwand als bei den herkömmlichen mehrstufigen Automatgetrieben, bei denen beispielsweise ein hydrodynamischer Drehmomentwandler die Anfahrfunction übernimmt. Ausrollschaltungen in den ersten Gang erfordern ein feinfühliges Aufbringen des Kupplungsmoments.

Als eine besonders vorteilhafte erfindungsgemäße Ausbildung der Anfahrkupplung wird hierzu vorgeschlagen, die Kupplung mit zwei Kolben dergestalt auszubilden, daß der zweite Kolben bei Druckbeaufschlagung nur einen Teil der Reiblamellen der Anfahrkupplung zusammenpreßt und auf diese Weise das Verhältnis Druck zu Moment vergrößert. Hierzu können beide Kolben gleichzeitig oder auch unabhängig voneinander mit Druck beaufschlagt werden.

Eine vorteilhafte Ausbildung und Anordnung der Anfahrkupplung als Bremse, wie beispielsweise in der DE-A-196 25 355 beschrieben, ermöglicht eine einfache Zuführung des Kühlöls, da die Ölführung nicht durch drehende Bauteile mit der entsprechenden aufwendigen Abdichtung verläuft, beispielsweise durch Rechteckringe.

Da eine große Kühlölmenge nur während des Anfahrens erforderlich ist, wird vorteilhafterweise die zugeführte Kühlölmenge gesteuert, und zwar durch Steuerung der Ölmenge zeitgleich zum realen Wärmeanfall. Dieser wird durch elektronische Auswertung von Moment und Differenzdrehzahl der Anfahrkupplung ermittelt, so daß die Ölversorgung bedarfsgerecht ausgelegt werden kann, was zu einer Minimierung der Getriebeverluste führt. Insbesondere kann außerhalb der Schlupfphase der Anfahrkupplung die Kühlung der letzteren minimal bis sogar Null sein. Das dabei eingesparte Kühlöl kann dann für die übrigen Kupplungen und für die Kühlung der Radsätze verwendet werden.

Im folgenden wird die Erfindung anhand der Zeichnung nach Fig. 1 und der Kupplungslogik nach Fig. 2 näher erläutert, in der ein vorteilhaftes Ausführungsbeispiel dargestellt ist.

Es zeigen:

Fig. 1 eine Schnittzeichnung eines erfindungsgemäß ausgeföhrten 6-Gang-Automatgetriebes und

Fig. 2 eine Tabelle der Kupplungslogik des in Fig. 1 dargestellten Automatgetriebes.

Die Fig. 1 zeigt einen Querschnitt durch ein erfindungsgemäßes Automatgetriebe mit sechs Gangstufen, wobei mit 7 eine Eingangswelle bezeichnet ist, die über einen Drehschwingungsdämpfer mit der Kurbelwelle einer nicht dargestellten Brennkraftmaschine in Verbindung steht. An der der Brennkraftmaschine räumlich abgewandten Seite des Grundgetriebes ist ein Vorschalttradsatz 1 vorgesehen, welcher in Kraftflußrichtung vor einem Hauptradsatz 2 angeordnet ist und eine Zusatzübersetzung darstellt und zusammen mit dem im Grundgetriebe angeordneten, beliebig gestalteten Hauptradsatz 2 eine gegenüber üblichen Vier-Gang-Automatgetrieben höhere Gesamtspreizung sowie

eine gute Gangabstufung erzielt. Je nach Auslegung der konstanten Getriebeübersetzung ergeben sich deutliche Vorteile hinsichtlich Fahrleistung oder hinsichtlich Kraftstoffverbrauch.

Der Vorschaltradsatz 1 ist als einfacher Planetenradsatz ausgeführt, wobei die Eingangswelle 7 mit der Antriebswelle 21 des Vorschaltradsatzes 1 verbunden ist und im ausführten Beispiel dessen Hohlrad antreibt. Die Sonne des Vorschaltradsatzes ist gehäusefest. Mit 15 ist eine Abtriebswelle des Vorschaltradsatzes 1 bezeichnet, über die der Kraftfluß an den Hauptradsatz 2 weitergeführt wird. Prinzipiell sind auch andere Planetenradsatzkonzepte für die Ausgestaltung des Vorschaltradsatzes 1 darstellbar, mit dann entsprechend anderer Wellenanbindung.

Der Hauptradsatz 2 ist im erfundungsgemäß ausführten Beispiel als Ravigneaux-Satz ausgeführt, mit drei Antriebswellen 16, 17 und 18. Die erste Antriebswelle 16 ist mit einer Kupplung A verbunden. Die zweite Antriebswelle 17 ist mit einer Kupplung B verbunden. Die dritte Antriebswelle 18 ist mit einer Kupplung E und mit der Eingangswelle 7 verbunden. Mit 19 ist eine Stützwelle des Hauptradsatzes 2 bezeichnet, die sowohl mit einer Bremse D als auch mit der dritten Antriebswelle 18 verbunden ist. Mit 22 schließlich ist eine zweite Stützwelle des Hauptradsatzes 2 bezeichnet, die sowohl mit einer Bremse C als auch mit der zweiten Antriebswelle 17 verbunden ist.

Je nach Gangstufe wird der Kraftfluß von der Eingangswelle 7 über die gemäß Schaltlogik mit Druck beaufschlagten Kupplungen bzw. Bremsen über die Radsatzkombination 1, 2 zur Abtriebswelle 20 des Hauptradsatzes 2 geführt.

Prinzipiell kann der Hauptradsatz 2 auch in beliebig anderer Bauweise dargestellt werden, mit dann entsprechend anderer Anbindung an den Abtrieb des Vorschaltradsatzes, an den Getriebeabtrieb und an die Kupplungen bzw. Bremsen.

Die Gesamtübersetzung ergibt sich aus den Kenngrößen des Vorschaltradsatzes 1, des Hauptradsatzes 2 und einer konstanten Übersetzungsstufe. Die konstante Übersetzungsstufe besteht aus einem mit einer Abtriebswelle 20 des Hauptradsatzes 2 fest verbundenen Stirnrad 12, einem mit der kurzen Seitenwelle 8 verbundenen Stirnrad 13, einer Stirnradverzahnung der kurzen Seitenwelle 8 und einem mit einem Differential 9 verbundenen Stirnrad 23.

Als eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung der konstanten Getriebeübersetzungsstufe wird erfundungsgemäß vorgeschlagen, die Stirnräder 12, 13, 8 und 23 in Getriebelängsrichtung dergestalt anzuordnen, daß das im Durchmesser große Seitenrad 23 in Getriebelängsrichtung auf der dem Antriebsmotor zugewandten Seite des Differentials 9 liegt, d. h., die Differentialmitte liegt in Getriebelängsrichtung, bezogen auf den Antriebsmotor, hinter der Verzahnung des Stirnrad 23. Auf diese Weise ergibt sich eine sehr kompakte Getriebebauform und eine geringe Baulänge speziell in dem Differentialbereich des Fahrzeugs, in dem üblicherweise der Fahrschemel der Achs- und Aggregateaufhängung verläuft.

Weiterhin ist in Fig. 1 mit 3 eine Ölspülung, beispielsweise eine Innenzahnradpumpe, bezeichnet, die im Bereich zwischen Antriebsmotor und eines Stirnradlagers 4 des Stirnrades 12 angeordnet ist und die direkt von der Antriebswelle 7 angetrieben wird. Eine Lagerplatte 14, welche das Stirnradlager 4 aufnimmt, schließt sich unmittelbar an eine Zwischenplatte 5, welche die Pumpe 3 aufnimmt, an. Eine derartige konstruktive Anordnung von Pumpe 3 und Lagerung des Stirnrades 12 ermöglicht eine optimale Platzausnutzung durch die Einbeziehung der Lagerplatte 14 des Stirnradlagers 4 in die Ölführungsführung im Pumpenbereich zusammen mit dem üblichen Ölführungslabyrinth der Zwischenplatte 5.

In einer anderen Ausführungsform kann vorgesehen sein,

die Pumpe 3 direkt in ein nicht näher dargestelltes Gehäuseteil aufzunehmen und die pumpennahen Ölführungskanäle direkt im Getriebegehäuse in Verbindung mit Ölführungskanälen in der Lagerplatte 14 zu integrieren.

- 5 Mit 6B ist ferner eine Sekundär-Schwungmasse bezeichnet, die zwischen dem nicht dargestellten Antriebsmotor, vorzugsweise einer Brennkraftmaschine, und der Antriebswelle 7 in unmittelbarer Nähe einer Primär-Schwungmasse 6A vorgesehen und mit dieser über ein Feder-/Dämpferelement 10 verbunden ist. Die Kombination dieser Bauteile 6A, 6B und 10 bilden eine funktionale Einheit als Zweimaschinen-Schwunggrad zur Drehschwingungsisolierung bei der Drehmomentübertragung von der Brennkraftmaschine zum Getriebe. Andere Systeme zur Drehschwingungsdämpfung, beispielsweise ein hydraulischer Torsionsdämpfer, sind in ähnlicher Weise konstruktiv integrierbar.

Die erfundungsgemäß vorgeschlagene Anordnung der Komponenten Drehschwingungsdämpfer, Ölspülung und Stirnradlagerung ermöglicht eine baulängenoptimale Bauweise. In Verbindung mit einer im Getriebe integrierten Anfahrbremse D, die auf einem größeren Durchmesser angeordnet ist als der Hauptradsatz 2, und die sich in Getriebelängsrichtung unmittelbar hinter der kurzen Seitenwelle 8 anschließt, ergibt sich ein besonders kompakter Getriebearbau mit optimaler Bauraumausnutzung, so daß ein Quereinbau auch für einbauraumkritische Fahrzeuge in Frage kommt. Durch entsprechende Schachtelung der Stirnradachsen sind kleine Achsabstände möglich und damit auch kleine Stirnräder mit dem damit verbundenen Geräuschvorteil, geringeren Kosten und einem niedrigeren Gewicht. Die konstante Übersetzungsstufe mit den Stirnräder 12, 13, 8 und 23 ist antriebsseitig und motornah im Getriebe angeordnet und von Getriebebauteilen und vom Motor umgeben, so daß eine Geräuscharbeitung minimiert werden kann.

- 35 Wie die Fig. 1 ferner erkennen läßt, ermöglicht der Vorschaltradsatz 1 einen kleineren Getriebegehäusedurchmesser im bauraumkritischen Bereich des Fahrzeuglängsträgers beim Quereinbau des Motor-/Getriebeeinheit.

Fig. 2 zeigt die Kupplungslogik des in Fig. 1 dargestellten Getriebes.

- 40 Mit A bis E sind hier die fünf für das erfundungsgemäß ausführte 6-Gang-Getriebe erforderlichen Kupplungen bzw. Bremsen bezeichnet, wobei die Bremse D als nasses Anfahrelement vorgesehen ist, das mehrere Funktionen ausführt. Neben der Aufgabe der Bremse D als Schaltelement während des Gangwechsels vom ersten in den zweiten Gang stellt sie den Kraftschluß in den Gängen Eins und R her und übernimmt die Aufgabe des Anfahrens. Dazu werden die Zahnräder des Radsatzsystems, das sich aus dem Vorschaltradsatz 1 und dem Hauptradsatz 2 zusammensetzt, so gewählt, daß mit ein- und demselben Schaltelement, d. h. der Anfahrbremse D, der Kraftschluß sowohl für den ersten Gang als auch für den Rückwärtsgang hergestellt werden kann. Dies bedeutet, daß nur diese Anfahrbremse D thermisch und Regelungstechnisch derart ausgebildet wird, daß sowohl das Anfahren in Vorwärtsrichtung als auch das Anfahren in Rückwärtsrichtung möglich ist.

Die thermische und Regelungstechnische Ausbildung der Anfahrbremse D ist so zu wählen, daß sie die hohe thermische Belastung beim fahrerwunschgemäßigen Anfahren erträgt und zugleich ein feinfühliges Anfahren ermöglicht. Dies gewährleistet einerseits einen hohen Fahrkomfort beim Anfahren und ermöglicht andererseits einen geringeren Bauaufwand gegenüber den herkömmlichen mehrstufigen Automatgetrieben mit separatem Anfahrelement, beispielsweise mit einem hydrodynamischen Wandler.

Für die konstruktive Ausgestaltung des Anfahrelements ist die Bauform "Bremse" vorteilhaft, da hier eine einfache

Zuführung von Kühlöl ohne eine Ölführung durch drehende Bauteile und der damit verbundenen aufwendigen Abdichtung möglich ist.

Die zur Kühlung erforderliche Kühlmenge wird nun gesteuert, da große Kühlmengen nur während des Anfahrens erforderlich sind. Eine bedarfsgerechte Steuerung der Kühlölmenge erfolgt dabei aufgrund des realen Wärmeanfalls, wobei dieser durch elektronische Auswertung der aktuellen Signalgrößen von Moment und Differenzdrehzahl der Anfahrbremse D von der elektronischen Getriebesteuerung zeitkorrekt berechnet wird. Dies bedeutet, daß die Ölversorgung kleiner ausgelegt werden kann, so daß eine Minimierung der Getriebeverluste ermöglicht wird. Beim Einlegen der Vorwärtsfahrstufe wird eine im ersten Gang drehmomentführende Kupplung A geschlossen und die Anfahrbremse D angelegt, wobei die Kühlung der letzteren minimal bis sogar Null sein kann, da in diesem Zustand kein oder nur ein sehr geringes Drehmoment übertragen wird. Gleches gilt für das Einlegen der Rückwärtsfahrstufe, bei der eine Kupplung B geschaltet und die Anfahrbremse D angelegt wird. Erst während der nachfolgenden Reibphase wird der Kühlölstrom vergrößert.

Eine thermische Überdimensionierung der Anfahrbremse D ist nicht erforderlich, wenn, wie erfindungsgemäß vorgeschlagen, bei Erringen einer Grenztemperatur, die durch das Moment und die Schlupfdrehzahl über der Zeit von der elektronischen Getriebesteuerung errechnet wird, der Moteurelektronik über eine Leitung oder Datenbus signalisiert wird, daß die Motorlast zurückzuregeln ist, und zwar auf einen Wert, der thermisch von der Anfahrbremse D problemlos ausgehalten werden kann. Dies kann in zeitlichen Stufen geschehen, wobei, bei Beibehaltung der Grenztemperatur, die Motorlast von der Motorsteuerung stufenlos oder auch in Stufen als Zeitfunktion zurückgenommen wird.

Eine Zuführung des Kühlölstroms zur Anfahrbremse D ist über eine einfache konstruktive Gestaltung des Getriebegehäuses möglich. Auf diese Weise wird die Kanalführung erleichtert und insbesondere die Ansteuerbarkeit des Schaltelements verbessert.

Eine vorteilhafte Weiterbildung des erfindungsgemäßen Automatgetriebes ermöglicht eine sogenannte Hill-Holder-Funktion, d. h. eine Funktion, die ein Zurückrollen des Fahrzeugs beim Stehen am Hang verhindert, wie beispielsweise in der DE-A-196 25 355 der Anmelderin beschrieben. Hierzu wird das Abtriebsmoment durch gleichzeitiges Schließen der beiden Bremsen D und C am Getriebegehäuse und damit am Fahrzeug abgestützt, der Getriebeabtrieb also blockiert. Das gleichzeitige Öffnen der Kupplung A für die Vorwärtsfahrt bzw. der Kupplung B für die Rückwärtsfahrt verhindert ein Absterben der Brennkraftmaschine.

Die kurze Baulänge, das geringere Gewicht, die Kostenreduzierung sowie eine Reduzierung der Getriebeverluste durch den Entfall des hydrodynamischen Wandlers führen dazu, daß trotz des Vorsehens des zusätzlichen Vorschaltradsatzes 1 das erfindungsgemäße 6-Gang-Automatgetriebe besondere Vorteile für den Quereinbau in kleineren Fahrzeugen bietet. Weitere Vorteile ergeben sich durch den Spreizungsgewinn durch sechs Gangstufen, insbesondere hinsichtlich Fahrleistung und Kraftstoffverbrauch.

Bezugszeichen

- 1 Vorschaltradsatz
- 2 Hauptradsatz
- 3 Pumpe
- 4 Stirnradlager
- 5 Zwischenplatte
- 6A Primär-Schwungmasse

- 6B Sekundär-Schwungmasse
- 7 Eingangswelle
- 8 kurze Seitenwelle mit Stirnradverzahnung
- 9 Differential
- 5 10 Feder-/Dämpferelement
- 11 Einbauraum für hydraulisches Steuengerät
- 12 Stirnrad
- 13 Stirnrad
- 14 Stirnradlagerplatte
- 10 15 Abtriebswelle des Vorschaltradsatzes
- 16 erste Abtriebswelle des Hauptradsatzes
- 17 zweite Abtriebswelle des Hauptradsatzes
- 18 dritte Abtriebswelle des Hauptradsatzes
- 19 erste Stützwelle des Hauptradsatzes
- 15 20 Abtriebswelle des Hauptradsatzes
- 21 Abtriebswelle des Vorschaltradsatzes
- 22 zweite Stützwelle des Hauptradsatzes
- 23 Stirnrad
- A, B, E Kupplungen
- C, D Bremsen

Patentansprüche

1. Automatgetriebe für Kraftfahrzeuge mit mindestens sechs Gangstufen, das einen Hauptradsatz (2), einen in Kraftflußrichtung vor dem Hauptradsatz (2) angeordneten Vorschaltradsatz (1), mehrere naßlaufende Kupplungen bzw. Bremsen (A bis E) sowie eine Pumpe (3) zur Erzeugung des Schaltdruckes für die Kupplungen bzw. Bremsen (A bis E) in den einzelnen Gangstufen aufweist, und das über einen Drehschwingungsdämpfer mit einem Antriebsmotor des Kraftfahrzeugs verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, daß der Vorschaltradsatz (1), bezogen auf den Antriebsmotor, räumlich hinter dem Hauptradsatz (2) auf der dem Antriebsmotor abgewandten Seite des Automatgetriebes angeordnet ist.
2. Automatgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Radsatzsystem aus Vorschaltradsatz (1) und Hauptradsatz (2) derart ausgelegt ist, daß der Kraftschluß sowohl für den ersten Gang als auch für den Rückwärtsgang durch das gleiche Schaltelement herstellbar ist.
3. Automatgetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kraftschluß sowohl für den ersten Gang als auch für den Rückwärtsgang durch die im Automatgetriebe integrierte Anfahrbremse (D) herstellbar ist.
4. Automatgetriebe nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Anfahrschaltelement (D) in Getriebelängsrichtung unmittelbar neben der konstanten Übersetzungsstufe (12, 13, 8, 23) auf deren dem Antriebsmotor abgewandten Seite angeordnet ist, auf einem größeren Durchmesser als der Hauptradsatz (2).
5. Automatgetriebe nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Schaltelement (C) für den zweiten und sechsten Gang in Getriebelängsrichtung unmittelbar neben dem Anfahrschaltelement (D) auf dessen dem Antriebsmotor abgewandten Seite angeordnet ist, auf einem größeren Durchmesser als der Hauptradsatz (2).
6. Automatgetriebe nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Schaltelemente (A, B), welche die Abtriebswellen (15) des Vorschaltradsatzes (1) mit den Eingangswellen (16, 17) des Hauptradsatzes (2) verbinden, in Getriebelängsrichtung zwischen dem Hauptradsatz (2)

und dem Vorschalttradsatz (1) angeordnet sind.

7. Automatgetriebe nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Schaltelement (E), welches die Eingangswelle (7) mit der dritten Antriebswelle (18) des Hauptradsatzes (2) verbindet, in Getriebelängsrichtung zwischen der konstanten Übersetzungsstufe (12, 13, 8, 23) und dem Hauptradsatz (2) angeordnet ist.

8. Automatgetriebe nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Pumpe (3) in Getriebelängsrichtung zwischen dem Drehschwingungsdämpfer und dem Stirnradlager (4) des ersten Stirnrades (12) der konstanten Übersetzungsstufe (12, 13, 8, 23) angeordnet ist, wobei sich die Lagerplatte (14) des Stirnradlagers (4) unmittelbar an die Zwischenplatte (5), welche die Pumpe (3) aufnimmt, anschließt, und wobei in der Lagerplatte (14), in Verbindung mit der Zwischenplatte (5), Ölführungskanäle zur Ölführung im Pumpenbereich vorgesehen sind.

9. Automatgetriebe nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die konstante Übersetzungsstufe (12, 13, 8, 23) derart angeordnet ist, daß das Differential (9) in Getriebelängsrichtung auf der dem Antriebsmotor abgewandten Seite des Stirnrades (23) liegt.

10. Automatgetriebe nach den Ansprüchen 2, 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Anfahrelement durch einen variablen Ölstrom kühlbar ist und daß die Kühlölmenge als Funktion des Wärmeanfalls steuerbar ist, der durch elektronische Auswertung von Moment und Differenzdrehzahl des Anfahrelements erfaßt wird.

11. Automatgetriebe nach einem der Ansprüche 2, 3, 10, dadurch gekennzeichnet, daß das Automatgetriebe mit der Motorelektronik elektrisch verbunden ist und dieser bei Erreichen einer Grenztemperatur des Anfahrelements ein Signal übermittelt, das dazu führt, daß die Motorlast auf einen Wert zurückgeregelt wird, der der oberen thermischen Belastbarkeitsgrenze des Anfahrelements entspricht.

12. Automatgetriebe nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Last stufenlos zurück geregelt wird.

13. Automatgetriebe nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Last in Stufen zurück geregelt wird.

14. Automatgetriebe nach den Ansprüchen 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Anfahrelement über zwei Kolben mit Druck beaufschlagbar ist, wobei der zweite Kolben nur auf einen Teil der Reiblamellen des Anfahrelements wirkt.

15. Automatgetriebe nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß beide Kolben des Anfahrelements gleichzeitig mit Druck beaufschlagbar sind.

16. Automatgetriebe nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß beide Kolben des Anfahrelements unabhängig voneinander mit Druck beaufschlagbar sind.

- Leerseite -

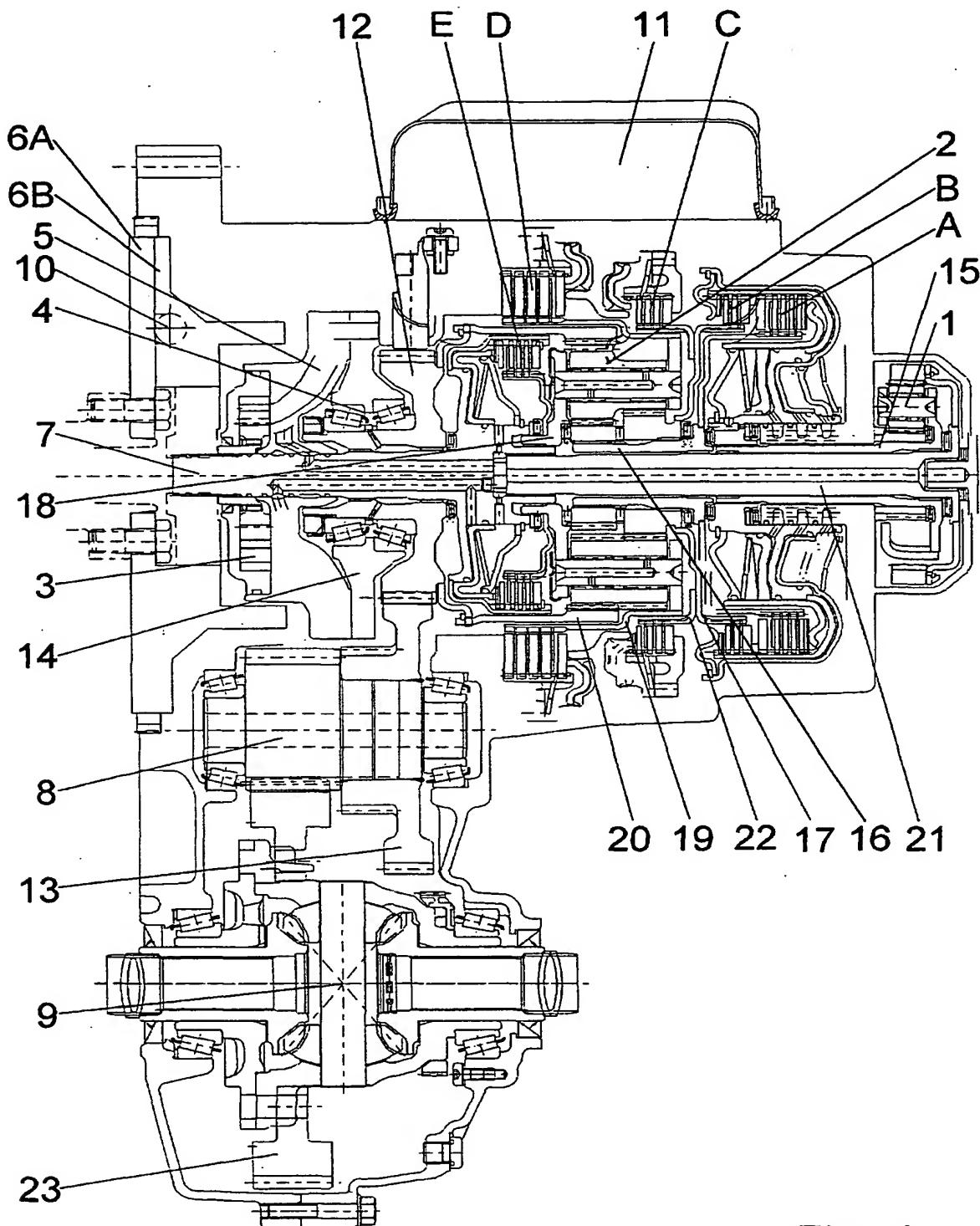


Fig. 1

GANG	KUPPLUNG			BREMSE		UEBER-SETZUNG	GANG-SPRUNG
	A	B	E	D	C		
1	0			0		4,28	
2	0				0	2,39	1,79
3	0	0				1,51	1,58
4	0		0			1,14	1,33
5		0	0			0,86	1,31
6			0		0	0,68	1,27
R		0		0		-3,24	GESAMT 6,28

Fig. 2